Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics,34 2022. (97-112)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir



Numerical Study of the Effects of Elastic Wall Vibration Mode on Internal Flow Parameters*

Research Article

Hojjat Danandeh Oskuei[1], Seyed Esmail Razavi[2], Seyed Faramarz Ranjbar[3], Zhaleh Azhdarzadeh[4]

DOI: 10.22067/jacsm.2022.74523.1082

1. Introduction

Different methods have been suggested for enhancing the heat transfer rate, one of the newest of which is using an elastic vibrating surface. Examining the previous studies shows that theoretically and from simulation perspective, heat transfer issues in fluid-solid interaction flows have rarely been examined. Hence, considering fluid flow and a channel with a vibrating elastic wall, one can examine the effect of the vibrating elastic surface on the rate of heat transfer in various geometries and conditions. Thus, by considering fluid flow and a channel with an oscillating elastic surface, one can study the effect of the vibration of the elastic surface on the rate of heat transfer in various geometric combinations. The study considered a conduit with solid and elastic surfaces, where the solid surface is accompanied by heat transfer and the elastic surface is oscillating and insulating. The study tried to examine the effects of elasticity and the maximum vibration amplitude of the surface on the rate of heat transfer by considering the elastic surface and developing the design.

2. Geometry and the governing equations

Figure 1 illustrates the physical model of the geometry of the elastic channel, where the elastic wall has replaced the rigid wall of the basic geometry in a part of the upper boundary. In the problem in question, the working fluid is air that enters the two-dimensional channel at a uniform speed. The circular cylinder inside this channel is kept at a constant temperature of 343.15 K and all the surfaces of this channel are insulated. The inlet uniform flow temperature is 293.15 K, the height of the channel 4D, the length of the channel 30D, the distance of the cylinder from the inlet of the channel 12D, and the uniform velocity of the inlet has been determined based on various Reynolds numbers examined. The length of the replaced elastic surface is 10D, its thickness $\frac{D}{4}$, and its Young's modulus is 50 MPa, and the rest of the conditions are like those of the rigid channel.

Investigated physics are simulated COMSOL 5.5 software. The base of this software is the finite element method (FEM), solved by the direct LU method. Furthermore, Galerkin method was used to solve the nonlinear equations and all the equations were coupled together. Moreover, moving meshing was used due to the change of the problem boundaries and the optional Euler-Lagrange method was used for solving its equations.

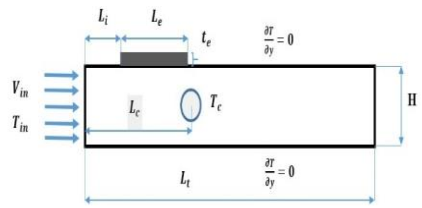


Figure 1. Geometric and boundary conditions of rigid and elastic physics

The optional Euler-Lagrange method is as follows and given the slow, two-dimensional, unsteady, and incompressible flow with forced displacement heat transfer in the horizontal channel and regardless of the effect of gravity, the governing equations of continuity (1), momentum (2), energy (3) for the fluid, and the elastic surface (4).

$$\nabla . V = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathrm{V}}{\partial \mathrm{t}} + (V - \boldsymbol{V}^{ms}).\nabla V = -\frac{1}{\rho_f}\nabla p + \nu_f \nabla^2 V \quad (2)$$

$$\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{t}} + (V - \boldsymbol{V}^{ms}).\nabla T = \alpha_f \nabla^2 T \quad (3)$$

$$\rho_f . \frac{\partial^2 \boldsymbol{d_s}}{\partial t^2} = F_f + \nabla . \sigma_s \quad (4)$$

3. Results

The results are compared with each other and the results of the rigid channel. Two parameters of vibration amplitude and frequency were considered for the elastic channel, each of which is examined in three various

*Manuscript received: 03 January 2022; Revised, 08 May 2022, Accepted, 24 September 2022.

[1] Corresponding author. Ph.D, Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran. **Email**: Hdanandeh@tabrizu.ac.i

[2] Professor, Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran.

[3] Professor, Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran.

[4] MSc, Mechanical Engineering, Osku Branch, Islamic azad university, Osku, Iran.

modes. Thus, three different frequencies were checked and this check was done at Reynolds numbers of 100 and 200 in the first, second and third vibration modes in each domain. The obtained results become stable after a certain period of about 30 seconds in the periods corresponding to the vibration frequency.

The domains examined are 1D, 0.75D, 0.5D with frequencies of 0.5, 1, and 2 HZ considered for simulation where the temperature distribution along the channel at 1 HZ frequency is shown below for better understanding. Ultimately, the diagram of Nusselt number, average outlet temperature and cylinder drag coefficient at each speed and each mode was calculated in terms of frequency and compared with the results of the rigid channel to summarize the findings. Nusselt number diagrams show that heat transfer increases with increase in frequency in all modes. Moreover, as expected, the average Nusselt number in the third mode, especially the second mode, has the lowest increase, and the vibration of the oscillator in the first mode brings a significant increase in the average Nusselt number.

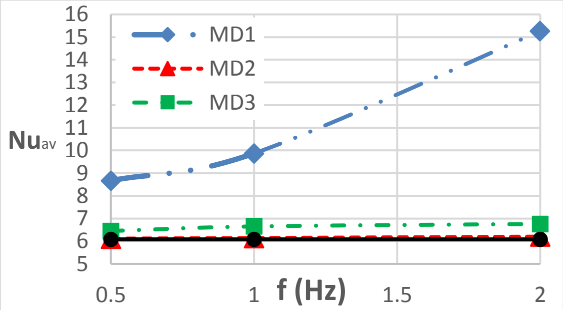


Figure 2. The average Nusselt number of the elastic channel at *A*1=0.5D, and Re=100

Furthermore, the results indicated that increasing the amplitude and frequency increases the average Nusselt number and the average outlet temperature. Indeed, by increasing amplitude, more fluid is affected by the oscillator, and because of more changes in the channel cross-section, the flow velocity increases and leads to an increase in the average Nusselt number and the average outlet temperature. On the other hand, the elastic wall vibrates faster with increase in frequency and the fluid is more affected by the oscillator, and the average Nusselt number and the average outlet temperature increases more.

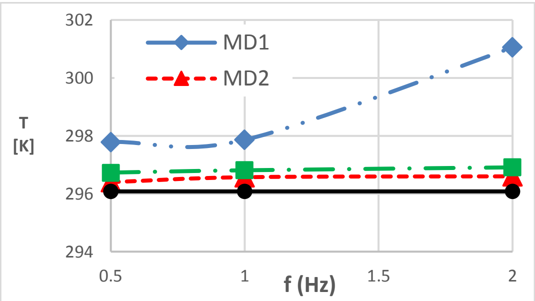


Figure 3. The average temperature of the outlet of the elastic channel at A1=0.5D, and Re=100

It is also seen that the drag coefficient of the cylinder increases with the increase of the oscillation range, which results in severe pressure changes along the channel. On the other hand, the drag coefficient is close to the drag coefficient of the cylinder enclosed in the rigid channel in the low oscillation range. Additionally, the results indicate that the drag coefficient of the cylinder increases with increase in frequency.

4. Conclusion

The study examined fluid-solid interaction by Galerkin FEM and using arbitrary Euler-Lagrange equations in a two-dimensional horizontal channel with air as the operating fluid. A cylinder is placed in the center of the insulated channel at a constant temperature.

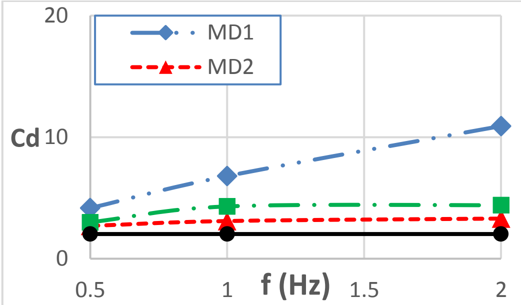


Figure 4. Drag coefficient of cylinder enclosed in elastic channel at *A*1=0.5D, and Re=100

A part of the upper surface of the channel was replaced with an elastic surface. The amplitude, frequency and vibration mode of the elastic surface were examined in various Reynolds numbers. The vibration of the elastic wall leads to a change in the flow behavior, the results obtained from the numerical solution are presented below.

1. Fluctuation of the elastic surface leads to the flow lines to be unstable, unlike the rigid channel, and they change every moment, and vortices with various strengths are created along the channel;
2. By increasing the range and increasing the cross-section area, the downstream fluid moves upstream because of the increase in the volume inside the channel and the decrease in pressure near the elastic wall, causing a return flow inside the channel. On the other hand, with the movement of the domain in the direction of reducing the cross-sectional area because of the constant flow rate entering the channel, the flow speed increases and by passing the surface of the hot cylinder, besides receiving heat again, it causes the creation of new vortices in the channel. The results indicate that the Nusselt number and the average outlet temperature increase with increase in the maximum amplitude and frequency;
3. The creation of return currents due to the fluctuation of the elastic surface causes more flow interference and in addition to the uniformity of the temperature distribution inside the channel, it increases the rate of heat transferred from the surface to the flow. This value increases continuously with the increase of the maximum frequency range;
4. Because of the existence of the transverse component of the flow velocity caused by the vibration of the elastic wall and the diagonality of the flow lines, the descaling of the surfaces could be stated as one of the advantages of replacing the elastic surface in the rigid channel.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

بررسی عددی اثر مود ارتعاشی جدار الاستیک بر مشخصه‌های جریان داخلی*

مقاله پژوهشی

حجت داننده اسکوئی[۱] سید اسماعیل رضوی[۲] سید فرامرز رنجبر[۳] ژاله اژدرزاده[٤]

DOI: 10.22067/jacsm.2022.74523.1082

چکیده *در این پژوهش اثر جایگزینی جدار الاستیک در کانال دوبعدی برای جریان همرفت اجباری حول استوانه دایروی محصور با جریان تراکم ناپذیر مطالعه عددی شده است. با عبور جریان از اطراف استوانه گرم و نوسان جدار الاستیک، آهنگ انتقال گرما در هر لحظه تغییر می‌کند که این تغییرات تابع شرایط ارتعاش نوسانگر الاستیک می‌باشد. دامنه، فرکانس و مود ارتعاشی از اصلی‌ترین پارامترهای تأثیرگذار بر جریان عبوری از کانال می‌باشند. ازاین‌جهت در این پژوهش تأثیر ارتعاش نوسانگر در مود های اول، دوم و سوم بررسی‌شده و در هر مود، سه دامنه متفاوت و در هر دامنه سه فرکانس مختلف بررسی شده است و محاسبات برای دو عدد رینولدز ۱۰۰ و ۲۰۰ حل شده و با یکدیگر و نتایج کانال صلب مقایسه شده است. نتایج بیانگر این است که با در مود اول برخلاف مودهای دوم و سوم نوسان جدار الاستیک تأثیر بسیار زیادی بر عدد نوسلت متوسط، دمای متوسط خروجی و ضریب پسای استوانه دارد. از طرفی در تمامی مود ها با افزایش دامنه و فرکانس، عدد نوسلت متوسط، دمای متوسط خروجی و ضریب پسای استوانه افزایش می‌یابند.*

واژه‌های کلیدی برهمکنش شاره-جامد؛ معادلات ناویر-استوکس؛ همرفت اجباری؛ جریان تراکم ناپذیر

Numerical Study of the Effect of Elastic Wall Vibration Mode on Internal Flow Parameters

Hojjat Danandeh Oskuei Seyed Esmail Razavi Seyed Faramarz Ranjbar Zhaleh Azhdarzadeh

Abstract *In this study, the effect of replacing the elastic wall in a two-dimensional channel for forced convection flow around a circular cylinder surrounded by an incompressible flow has been studied numerically. As the current passes around the hot cylinder and the elastic wall oscillates, the rate of heat transfer changes at any time, which is a function of the vibration conditions of the elastic oscillator. Amplitude, frequency and vibration mode are the main parameters affecting the current passing through the channel. The2refore, in this study, the effect of oscillator vibration in the first, second and third modes has been investigated and in each mode, three different amplitudes and in each amplitude three different frequencies have been investigated and the calculations for two Reynolds numbers 100 and 200 have been solved. Rigid channels are compared. The results show that in the first mode, unlike the second and third modes, the elastic wall oscillation has a great effect on the average Nusselt number, average output temperature and cylinder drag coefficient. in all modes, with increasing amplitude and frequency, the average Nusselt number, the average output temperature and the drag coefficient of the cylinder increase.*

Keywords Fluid-Solid interaction, Navier-Stokes equations, Forced convection, Incompressible flow

---

*تاریخ دریافت مقاله ۱٤۰۰/۱۰/۱۳ و تاریخ پذیرش آن ۱٤۰۱/۷/۲ می‌باشد.

Email: Hdanandeh@tabrizu.ac.ir

(۱) دکتری تخصصی، مهندسی مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.

(۲) استاد، مهندسی مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.

(۳) استاد، مهندسی مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.

(٤) کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اسکو، اسکو، ایران.

مقدمه

امروزه بحث توزیع دما و شارش گرما در بسیاری از شاخه‌های علمی و مهندسی مطرح است و راهکارهای مختلفی برای بهبود آهنگ انتقال گرما ارائه‌شده است که یکی از جدیدترین روش‌ها، اســتفاده از جدار الاســتیک در حال ارتعاش می‌باشــد. از طرفی جریان حول استوانه از موضوعات مهم در مکانیک سیالات است که در گذشته مورد توجه پژوهشگران زیادی قرار گرفته است.

با بررسی پژوهش‌های قبلی مشاهده می‌شود که از جهت نظری و شبیه‌سازی، مباحث انتقال گرما در جریان‌های برهم‌کنش شاره-جامد به‌ندرت مورد بررسی قرارگرفته است؛ بنابراین با در نظر گرفتن جریان سیال و کانالی با جدار الاستیک در حال ارتعاش، می‌توان تأثیر سطح الاستیک مرتعش را بر آهنگ انتقال گرما در هندسه و شرایط مختلف بررسی کرد. ازاین‌رو به‌مرور چندین کار صورت گرفته درزمینه کانال صلب و برهمکنش شاره جامد پرداخته‌شده است.

اولین مطالعات بر روی سطوح الاستیک در بیش از پنج دهه پیش توسط کارمر برای کاهش ضریب پسا انجام گرفت و در سال ۱۹۶۰ مطالعات دیگری بر روی سطوح الاستیک توسط بینجامین و لانهال شروع شد که اکثر مطالعات در مورد جریان‌های خارجی و لایه مرزی بود، درحالیکه اولین مطالعات بر روی جریان‌های داخلی از سال ۱۹۸۰ شروع شده بود [1]. آیدین و آواچی انتقال حرارت جابجایی اجباری یک سیال نیوتنی را در بین دو صفحه موازی صلب به صورت تحلیلی مطالعه کردند و تغییرات دما و سرعت را در ناحیه توسعه یافته در دو شرایط مرزی دما ثابت و شار ثابت مورد بررسی قرار دادند و در هر یک از شرایط مرزی عدد نوسلت را محاسبه کردند. نتایج این پژوهش بیانگر کاهش عدد نوسلت با افزایش عدد رینولدز است [2]. خان و همکاران به بررسی میدان جریان، فشار و دما با عبور سیال از استوانه گرم بین صفحات موازی صلب ساده پرداخته‌اند و عدد نوسلت متوسط را در شرایط مختلف بررسی کردند [3]. آن‌ها همچنین در یک مطالعه عددی دیگر جریان متقاطع هوا در اطراف استوانه‌های هم‌دما را در آرایش‌های مختلفی ازجمله تک سیلندر بررسی کردند. عدد نوسلت متوسط ، ضریب فشار محلی و ضریب اصطکاک موضعی در اطراف سیلندرها ارائه‌شده است [4]. تیواری و همکاران به پیش‌بینی عددی جریان و انتقال گرما در یک کانال صلب در حضور یک لوله دایره‌ای با یک صفحه جداکننده صلب پرداختند و باحالت بدون صفحه جداکننده مقایسه کردند و نشان دادند که وجود باله باعث افزایش انتقال گرما از سطح لوله می‌شود [5]. چن و همکاران در یک پژوهش جالب به بررسی عددی اثرات ارتعاش ناشی از گردابه بر انتقال حرارت استوانه بیضی پرداختند. آنها حرارت منتقل شده در نسبت قطرهای مختلف بیضی راتحت ارتعاش ازاد ناشی از عبور جریان مطالعه کردند. در این مطالعه استوانه تحت شرط دما ثابت قرار دارد. نتایج نشانگر این است که هر چه نسبت قطر عمودی به قطر افقی استوانه بیشتر شود انتقال حرارت بیشتر شده و عدد ناسلت افزایش می‌یابد [6]. کومار و همکاران به بررسی ارتعاش یک استوانه با مقطع D ناشی از عبور سال هوا در داخل کانال پرداختند که سطوح این کانال تحت شرایط دما ثابت قرار دارند. آر نتایج مشاهده می‌شود با ارتعاش استوانه در هرلحظه رژیم چریان در پایین دست تغییر کرده و نسبت به کانال ساده بدون استوانه آهنگ انقال حرارت و عدد نوسلت افزایش می‌یابد [7]. فو و تنگ به بررسی عددی انتقال گرما از یک استوانه گرم در حال نوسان داخل کانال صلب پرداخته‌اند. در این شبیه‌سازی عددی اثرات عدد رینولدز، دامنه نوسان، فرکانس نوسان بر روی ساختارهای جریان و ویژگی‌های انتقال گرما موردبررسی قرارگرفته است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهند که اثر متقابل بین استوانه در حال نوسان، بر بهبود عدد نوسلت تأثیر قابل‌توجهی داشته است [8]. چراغی و همکاران انتقال گرما در کانال با دیواره‌های صلب تحت شار ثابت را بررسی کردند و اثرات فاصله بین استوانه و سطح پایینی کانال را بر انتقال گرما و افت فشار جریان در رینولدزهای مختلف و فاصله‌های مختلف را موردمطالعه قراردادند. نتایج افزایش انتقال گرما در مقایسه با کانال بدون استوانه را نشان می‌دهند. همچنین مشخص شد که وقتی مانع در وسط کانال قرار می‌گیرد، انتقال گرما از دیواره‌های کانال افزایش می‌یابد. همچنین جابجایی استوانه دایروی به سمت دیواره پایینی منجر به ایجاد جریان ثابت و کاهش انتقال گرمای دیواره و افت فشار می‌شود [9]. شاهین و آتالیک در این کار اثرات افزودنی بر انتقال گرما را برای جریان آرام روی سیلندر در داخل کانال صلب بررسی کرده و آهنگ انتقال گرما را در شرایط مختلف با سیال بدون افزودنی مقایسه کردند. نتایج بیانگر افزایش انتقال گرما تحت اثرات افزودنی‌ها از طریق افزایش عدد نوسلت متوسط می‌باشد [10]. قلم باز و همکاران تأثیر پره‌های انعطاف پذیر در آهنگ انتقال گرمای طبیعی را در یک حفره مربعی شکل با روش المان محدود به کمک روش دلخواه اویلری–لاگرانژی مورد تحلیل عددی قرار دادند. سطوح بالایی و پایینی در این طرح

عایق بوده و یکی از سطوح عمودی سرد و دیگری گرم می‌باشد و پره الاستیک بر روی سطح گرم قرار داده شده و مرتعش در نظر گرفته شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش طول باله درحال نوسان، عدد نوسلت به طور قابل ملاحظه افزایش می‌یابد. همچنین به دلیل اختلاط جریان آهنگ انتقال گرما در پره الاستیک نسبت به پره ثابت افزایش می‌یابد [11]. علی و همکاران انتقال گرما با نوسان آزاد باله را موردمطالعه قراردادند و نقش نوسانات باله را در فرآیند اختلاط و انتقال گرما در یک جریان آرام دوبعدی به‌صورت عددی بررسی کردند. دامنه محاسباتی شامل چهار باله نصب‌شده بر روی دو دیوار مقابل است. در موارد انعطاف‌پذیر، نوسان باله باعث افزایش گرادیان سرعت و ایجاد گردابه می‌شود که گردابه‌های ایجادشده تأثیر قابل‌توجهی در بهبود انتقال گرما دارد [12]. اوزتوپ و فاتح مطالعات مختلفی را بر روی اثر برهمکنش شاره-جامد در انتقال حرارت در هندسه‌های مختلف صورت داده‌اند. آن‌ها اثر همرفت در یک حفره مثلثی گرم پرشده با نانو سیال که دارای یک جدار انعطاف‌پذیر می‌باشد را بررسی کردند.. نتایج نشان می‌دهد که انتقال گرما به عدد ریچاردسون و عدد رایله بستگی دارد. همچنین با افزایش اندازه الاستیسیته دیواره آهنگ انتقال گرما افزایش می‌یابد [13]. از دیگر مطالعات آن‌ها می‌توان به بررسی همرفت اجباری را در یک کانال منشعب با دیواره‌های الاستیک تحت تأثیر میدان مغناطیسی مورد بررسی قرار دادند که از یک مانع رسانای L شکل برای کنترل میدان جریان استفاده شده است. برای حل معادلات حاکم از روش اجزای محدود گالرکین استفاده شده و روش دلخواه-لاگرانژی-اویلری برای توصیف حرکت سیال با دیواره‌های الاستیک تحت ارتعاش آزاد در کانال استفاده شده است. در این پژوهش اثرات پارامترهای مختلف مانند مدول الاستیک، طول الاستیک و اندازه موانع در ویژگی‌های جریان سیال و ویژگی‌های انتقال گرما همرفتی بررسی شده است. نتایج بیانگر این می‌باشد که اندازه و مدول الاستیک دیواره انعطاف پذیر در اندازه انتقال گرما مؤثر است. عدد نوسلت متوسط با بزرگتر شدن طول دیواره الاستیک حدود ۹٪ کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده شد که اندازه و جهت مانع L شکل تأثیر قابل توجهی در سرعت انتقال گرما دارد [14]. السابری و همکاران بر هم کنش شاره-جامد در انتقال گرمای جابجایی آزاد در یک محفظه مورب با یک پره نوسانی انعطاف پذیر و گرمایش جزئی را مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش دو منبع حرارتی مختلف در مکان‌های مختلف در داخل گودال مایل قرار دارند که دیواره مایل درست در دمای پایین ثابت نگه‌داشته می‌شود، در حالی که سمت چپ با یک گرم‌کن هم دمای محلی، عایق حرارت داده می‌شود. همچنین یک باله الاستیک در بخش مرکزی دیواره عایق بالا قرار دارد. درآنالیز این کار روش المان محدود Galerkin با کمک روش دلخواه لاگرانژی-اویلری ALE در تحلیل عددی مورد استفاده قرار گرفته است. نتایج به‌دست‌آمده نشان‌دهنده تأثیر اساسی یک پره نوسانی انعطاف‌پذیر بر جریان سیال و انتقال گرما در داخل حفره مایل است [15].صابر و همکاران به بررسی جریان همرفت در یک کانال دارای حفره با دیوار الاستیک پرداختند که یک منبع گرما مجزا در پایین حفره ثابت نگه‌داشته شده است درحالی‌که دیواره‌های دیگر عایق حرارتی هستند. سمت بالایی حفره در معرض جریان کانال قرار دارد. اثرات مدول الاستیسیته، شناوری و اینرسی به نسبت ویسکوز با در نظر گرفتن رینولدزهای مختلفی بررسی‌شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که حضور دیواره الاستیک در مقایسه با دیواره‌های صلب حفره، نرخ انتقال حرارت را تا ٪۱۷ بهبود می‌بخشد [16]. هاشم زاده و همکاران تأثیر انعطاف‌پذیری یک صفحه نازک گرم بر انتقال گرما را بررسی کردند. در این طرح صفحه گرم به‌صورت افقی بین دو صفحه عمودی سرد در نظر گرفته‌شده است و برای سیال‌های مختلف، عدد نوسلت را موردبررسی قرار داده‌اند. نتایج گزارش‌شده نشانگر این است که عدد پرانتل برعکس عدد رایله تأثیر ناچیزی بر مقدار عدد نوسلت دارد [17]. اسماعیل انتقال گرما در کانال با دیواره الاستیک را موردبررسی قرار داده است. در این کار سطح پایین جامد بوده و تحت شار گرمایی ثابت قرارگرفته و سطح بالایی الاستیک بوده و تحت ارتعاش آزاد موردبررسی قرارگرفته است. در دو طرف سطح الاستیک دو بفل جامد قرار داده‌شده است و نتایج در این حالت با یک کانال مشابه بدون بفل مقایسه شده است. نتایج ، نشانگر افزایش ٪۹٤ عدد نوسلت متوسط در این طرح در مقایسه با کانال بدون بفل می‌باشد [18]. رضوی و داننده با در نظر گرفتن جریان پوازی که جدار پایینی تحت دمای ثابت بوده و جدار فوقانی عایق می‌باشد، جایگزینی جدار الاستیک را بررسی کرده و به تأثیر اندازه دامنه ارتعاشی جدار الاستیک بر انتقال گرما پرداختند. نتایج بررسی نشان می‌دهد به افزایش دامنه ارتعاشی عدد نوسلت متوسط افزازش یافته و دمای متوسط خروجی بیشتر از حالت کانال با جدار صلب می‌باشد [19].

در بیشتر مطالعات صورت گرفته به بررسی تغییرات میدان سرعت و دمای ناشی از ارتعاش سطح گرم الاستیک پرداخته‌شده است؛ اما در این پژوهش سعی شده است به بررسی تأثیر مود های

ارتعاشی نوسانگر پرداخته شود. در حقیقت در این پژوهش مجرایی با سطوح جامد و الاستیک عایق در نظر گرفته‌شده است و استوانه محصور در کانال در دمای ثابت با سیال عامل عبوری تبادل گرما دارد. ارتعاش سطح الاستیک، سیال عبوری از کانال را تحت تأثیر قرار می‌دهد و موجب می‌شود پروفیل سرعت در هرلحظه تغییر یابد. به همین دلیل اندازه آهنگ انتقال گرما و پروفیل دما با زمان تغییر خواهند کرد. درحقیقت در این مطالعه با در نظر گرفتن سطح الاستیک و توسعه این طرح، تأثیر مکان، دامنه و فرکانس ارتعاشی جدار الاستیک بر آهنگ انتقال گرما بررسی شود؛ اما نوآوری اصلی این کار ارتعاش اجباری بودن نوسانگر هست. در بیشتر کارهای صورت گرفته سطح الاستیک تحت نیروی واردشده از سیال عامل عبوری شروع به نوسان آزادانه کرده و سطح الاستیک تحت ارتعاش آزاد بر جریان تأثیر می‌گذارد در این‌گونه موارد مدول یانگ عامل اصلی در میزان نوسان سطح می‌باشد؛ اما در کار حاضر سطح الاستیک تحت ارتعاش اجباری سینوسی در دامنه و فرکانس‌های مختلف و معین قرار دارد. ازاین‌رو در هر دامنه، هر سه فرکانس مورد نظر بررسی شده است و تاثیر هر پارامتر در تغییر عدد نوسلت، متوسط دمای خروجی و ضریب پسای استوانه در هر سه مود ارتعاشی در دو عدد رینولدز بررسی شده است که قبلاً بررسی همه این شرایط به‌ندرت موردمطالعه قرارگرفته است که نوآوری دیگر این کار است. از جمله موارد استفاده از جدار الاستیک میتوان به هواسازها، مبدل‌های حرارتی و خنک کاری قطعات الکترونیکی اشاره کرد.

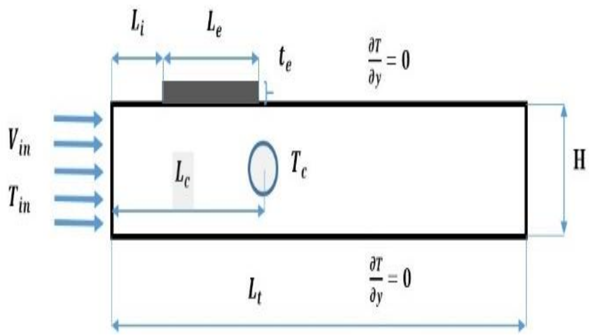
هندسه و معادلات حاکم

با توجه به اینکه قبلاً جریان روی استوانه محصور در کانال با مرزها الاستیک بررسی نشده است، نتایج کانال صلب این مسئله با نتایج پژوهش شاهین و آتالیک [10] مورد راستی آزمایی قرارگرفته است. نتایج اعتبار سنجی در جدول (۱) آورده شده است که با توجه به خطای کم، قابل‌قبول می‌باشد. بعد از اطمینان از نتایج حاصل از کانال صلب، اقدام به جایگزینی جدار الاستیک در همان هندسه راستی آزمایی شده گردیده است و نتایج کانال با جدارهای الاستیک با نتایج کانال صلب اعتبار سنجی شده مقایسه شده است؛ بنابراین تنها تفاوت هندسه کانال الاستیک با هندسه کانال صلب جایگزین شدن جدار الاستیک در قسمتی از سطح بالایی کانال صلب می‌باشد.

جدول ۱ اعتبار سنجی عدد نوسلت متوسط با سیال عامل آب با مرجع [10]

	عدد نوسلت میانگین
پژوهش حاضر	۱۳/۳٤
شاهین و آتالیک [7]	۱۳/۳٦
خطا	۰/٪۱۵

مدل فیزیکی هندسه موردنظر کانال الاستیک در شکل (۱) نشان داده‌شده است که در بخشی از مرز بالایی، جدار الاستیک جایگزین جدار صلب هندسه پایه شده است. در مسأله موردنظر سیال عامل هوا می‌باشد که با سرعت یکنواخت وارد کانال دوبعدی می‌شود. استوانه مدور در داخل این کانال در دمای ۳٤۳/۱۵ K ثابت نگه‌داشته شده و تمام سطوح این کانال عایق می‌باشد. دمای جریان یکنواخت ورودی ۲۹۳/۱۵ K ارتفاع کانال 4D، طول کانال 30D، فاصله استوانه از ورودی کانال 12D و سرعت یکنواخت ورودی با توجه به رینولدزهای مختلف بررسی‌شده، تعیین گردیده است. طول سطح الاستیک جایگزین شده ۱۰D ضخامت آن $\frac{D}{4}$ و مدول یانگ آن 50MPa می‌باشد و بقیه شرایط مشابه شرایط کانال صلب می‌باشد.



شکل ۱ مشخصات هندسی و شرایط مرزی کانال صلب و الاستیک

فیزیک معرفی شده در نرم افزار کامسول ۵/۵ شبیه‌سازی شده است. اساس این نرم افزار روش المان محدود می‌باشد که با روش مستقیم LU حل شده است. همچنین برای حل معادلات غیرخطی از روش گالرکین استفاده شده است و تمام معادلات به هم کوپل شده‌اند. همچنین با توجه به تغییر مرز های مساله از مش بندی متحرک استفاده شده است که برای حل معادلات آن از روش اختیاری اویلر-لاگرانژی استفاده شده است. برای همگرا شدن و دقت کافی نتایج گام زمانی حلگر طبق جدول (۲)، حداکثر ۰/۰۳ در نظر گرفته شده است.

جدول ۲ استقلال نتایج از گام زمانی

	عدد نوسلت میانگین
۰/۱	۱۵/۱
۰/۰۵	۱۵/۱۶
۰/۰۳	۱۵/۲۱
۰/۰۱	۱۵/۲۲

با در نظر جریان آرام، دوبعدی، ناپایا و تراکم ناپذیر همراه با انتقال گرمای جابجایی اجباری در کانال افقی و صرف‌نظر از اثر نیروی گرانش، معادلات حاکم پیوستگی (۲)، مومنتوم (۳) و انرژی (٤) برای سیال و سطح الاستیک از روش اختیاری اویلر-لاگرانژی به‌صورت زیر می‌باشد [11,20].

$$\nabla . V = 0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + (V - \boldsymbol{V^{ms}}).\nabla V = -\frac{1}{\rho_f}\nabla p + v_f \nabla^2 V \quad (۲)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + (V - \boldsymbol{V^{ms}}).\nabla T = \alpha_f \nabla^2 T \quad (۳)$$

$$\rho_f . \frac{\partial^2 \boldsymbol{d_s}}{\partial t^2} = F_f + \nabla . \sigma_s \quad (٤)$$

در روابط بالا t زمان، υ ویسکوزیته سنماتیکی، V^{ms} سرعت حرکت شبکه، α ضریب پخش، ρ چگالی، d_s جابجایی سطح الاستیک، σ_s تانسور تنش کوشی و F_s نیروی خارجی می‌باشد. از طرفی با توجه به شکل (۱) شرایط مرزی مساله به‌صورت معادلات (٦و٥) تعریف می‌شود:

$$\begin{aligned} &u = V_{in}, v = 0 \ , T = T_{in} \quad at \quad x = 0 \\ &p = p_{out} \ at \quad x = L \\ &u = 0, v = 0 \frac{\partial T}{\partial y} \ at \quad y = 0 \\ &u = 0, v = 0, T = T_s \quad \text{سطح استوانه} \end{aligned} \quad (٥)$$

در این روابط p_O فشار مقطع خروجی کانال می‌باشد. برای تعیین شرط مرزی فوقانی کانال با توجه به صلب و الاستیک بودن هر قسمت از رابطه (٦) استفاده می‌شود:

$$\begin{aligned} &u = 0, v = 0 \frac{\partial T}{\partial y} \ \ at \ \ y = H \quad \text{بخش صلب کانال} \\ &u = u_s, v = v_s \ , \frac{\partial T}{\partial y} \ \ at \ \ y = H \quad \text{بخش الاستیک کانال} \end{aligned} \quad (٦)$$

u_s و v_s به ترتیب سرعت در جهت x و y است. همچنین در حل معادلات برهم‌کنش شاره- جامد باید دو شرط مرزی نشان داده‌شده در معادله (۷) که شرط مطابقت جابجایی و تنش است برقرار باشد [11].

$$\frac{\partial \boldsymbol{d_s}}{\partial t} = \boldsymbol{V} \ , \ \sigma_s = \sigma_f \quad (۷)$$

که σ_f تنش سیال می‌باشد. برای تعیین اثر برهم‌کنش شاره-جامد بر آهنگ انتقال گرما عدد نو سلت میانگین لحظه‌ای موردبرر سی قرار می‌گیرد که به‌صورت معادله (۸) محاسبه می‌شود [21].

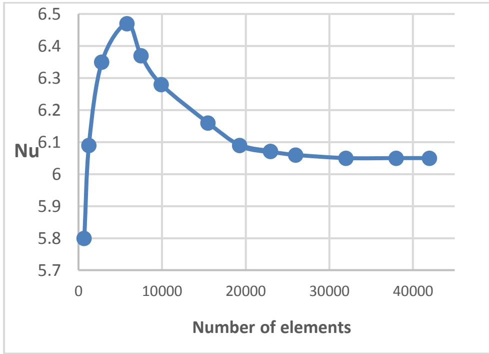
$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}.D_h}{k_f}, h_x = \frac{q"}{T_s - T_{in}} \ , \bar{h} = \frac{1}{L}\int h_x dx \quad (۸)$$

در این روابط $\overline{Nu}$ عدد نوسلت میانگین لحظه‌ای، $\bar{h}$ ضریب انتقال حرارت جابجایی متوسط، D_h قطر هیدرولیکی کانال، k_f ضریب رسانش سیال، h_x ضریب انتقال حرارت جابجایی محلی، q'' شار حراتی منتقل‌شده از سطح می‌باشد. یکی دیگر از پارامترهای موردبررسی، ضریب اصطکاک در کانال است که با تنش روی سطح استوانه ارتباط داشته و مقدار تحلیلی آن در رابطه (۹) آورده شده است [2].

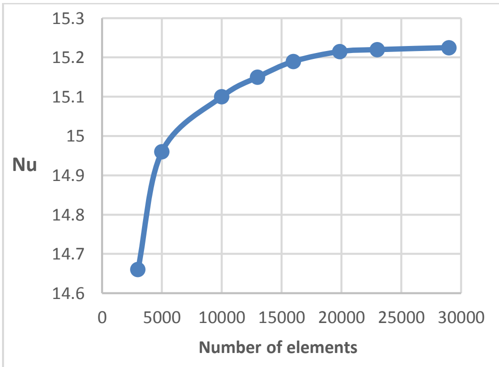
$$C_d = 2\frac{\oint \tau_c . dA}{\rho . V_{in} . A} \quad (۹)$$

که در این روابط C_d ضریب درگ، τ_c تنش روی سطح استوانه و A سطح تصویر شده استوانه می‌باشد.

با در نظر گرفتن شبکه‌بندی مثلثی و سیال عامل هوا، به بررسی استقلال نتایج از شبکه پرداخته‌شده است. از طرفی با توجه به ارتعاش جدار الاستیک، باید شبکه‌بندی در اطراف جدار الاستیک ریزتر باشد بنابراین برای هردو کانال الاستیک و صلب استقلال نتایج از شبکه بررسی شده است. مساله موردنظر در تعداد شبکه‌های مختلف برای عدد نوسلت میانگین حل‌شده است و بر این اساس با تکرار حل مساله در تعداد شبکه مختلف و اطمینان از استقلال جواب‌ها، شبکه با تعداد ۲۳۲۲۱ سلول برای هندسه صلب و شبکه با تعداد ۱۹۹۵٦ سلول برای کانال الاستیک موردنظر انتخاب‌شده است که نتایج مربوط به آن‌ها به ترتیب در شکل‌های (۲ و ۳) نشان داده‌شده است.



شکل ۲ نمودار استقلال جواب عدد نوسلت متوسط از شبکه در کانال صلب در Re=100 با سیال عامل هوا

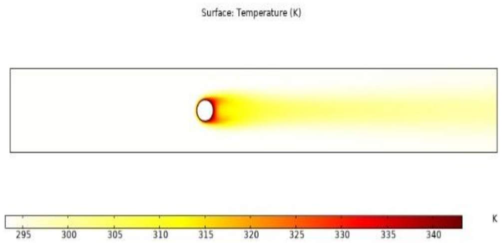


شکل ۳ نمودار استقلال جواب عدد نوسلت متوسط از شبکه در کانال الاستیک در Re=100 با سیال عامل هوا

تفسیر و تحلیل نتایج

بعد از انتخاب شبکه مناسب ابتدا هندسه پایه حل‌شده و سپس کانال الاستیک در شرایط مختلف تحت ارتعاش سینوسی مورد شبیه‌سازی قرارگرفته و نتایج حاصل از آن‌ها با یکدیگر و بانتایج کانال صلب مقایسه شده است. برای کانال الاستیک دو پارامتر دامنه و فرکانس ارتعاشی هرکدام در سه حالت متفاوت مورد بررسی قرارگرفته است. به صورتیکه در مود های اول، دوم و سوم ارتعاشی در هر دامنه، سه فرکانس مختلف بررسی شده است و این بررسی در اعداد رینولدزهای ۱۰۰ و ۲۰۰ انجام گرفته است. نتایج به‌دست‌آمده بعد از طی مدت معینی در حدود ۳۰ ثانیه در دوره تناوب‌های متناظر با فرکانس ارتعاشی، پایدار می‌شوند. ازاین‌رو پارامترهای موردنظر با توجه ثابت بودن جواب‌ها در یک دوره تناوب به دست می‌آید. با توجه به فراوانی نتایج، توزیع دماهای هر مورد تنها در رینولدز ۱۰۰ و در دو زمان خاص نشان داده‌شده است. در حقیقت با توجه به ناپایا بودن مساله و جواب ها، با گذشت مدت زمان ۳۰ ثانیه نتایج تقریبا ثابت شده و نتایج گزارش شده، میانگین جواب های ناپایا در دوره تناوب مختص آن فرکانس می‌باشد.

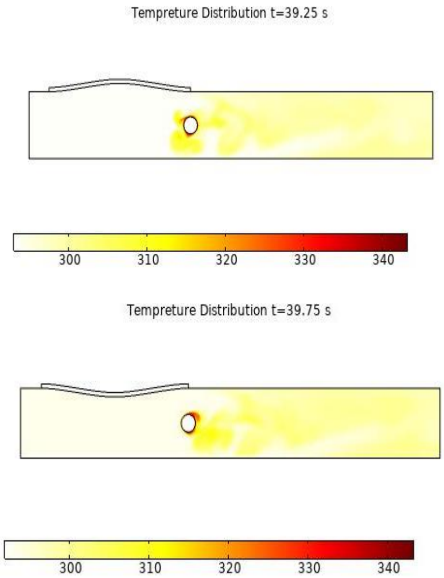
کانال صلب. بعد از اعتبار سنجی نتایج حاصل از شبیه‌سازی جریان در کانال صلب، مساله در رینولدزهای مختلف دیگر در کانال صلب بررسی شده است. همان‌طور که شکل (٤) توزیع دما در کانال صلب را نشان می‌دهد، هوا با عبور از روی استوانه گرم شده و فقط در ناحیه ویک دمای سیال افزایش می‌یابد و دمای سیال در نزدیکی جدارها بدون هیچ افزایشی از کانال خارج می‌شود.



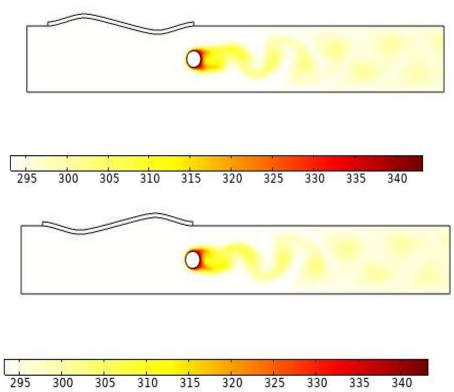
شکل ٤ توزیع دما در طول کانال صلب در Re=100

کانال الاستیک. در کانال الاستیک با در نظر گرفتن شکل (۱) و هندسه تعریف شده، ارتعاش جدار در مود های اول، دوم و سوم را بررسی کرده و نتایج با کانال صلب مقایسه شده است. در این قسمت در هر مود، سه دامنه مختلف و در هر دامنه، سه فرکانس مختلف بررسی شده است. دامنه‌های مورد بررسی ۰/۵D،۰/۷۵D،۱D می‌باشد و فرکانس‌های ۲Hz، ۱ و ۰/۵ برای شبیه سازی در نظر گرفته شده است که توزیع دما در طول کانال در فرکانس ۱Hz برای درک بهتر در ادامه نشان داده شده است. لازم به ذکر است محاسبات در دو سرعت متفاوت و رینولدزهای ۱۰۰ و ۲۰۰ انجام گرفته است که توزیع دما در رینولدز ۱۰۰ برای نمونه در این بخش آورده شده است.در ادامه به بررسی توزیع دما در هر سه مود و دامنه تعریف شده پرداخته شده است. شکل‌های (۷-۵) که توزیع دما در دامنه ۰/۵D در هر سه مود را نشان می‌دهد بیانگر این است که مودهای دوم و سوم تفاوت کمی با توزیع دما کانال صلب دارند و کانتور مود اول بیشترین تفاوت را دارد؛ بنابراین در صورتیکه جدار الاستیک در مود اول نوسان کند با توجه به اینکه بیشترین حجم از سیال را تحت تأثیر

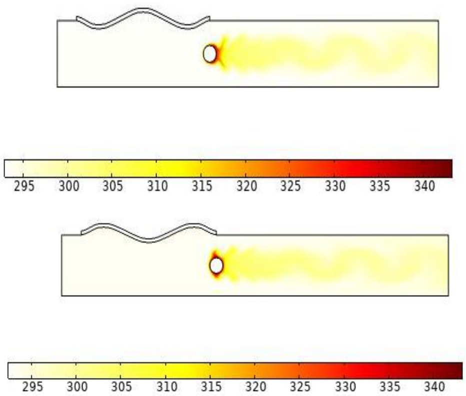
قرار می‌دهد در مشخصه‌های سیال اثر زیادی دارد. از طرف دیگر وقتی نوسانگر در مود دوم ارتعاش می‌کند، عملاً در جابجایی سیال اتفاق خاصی نمی‌افتد و جریان بین دو قله نوسان جابجا می‌شود و به همین دلیل تفاوت چندانی با جدار صلب ندارد. شکل‌های (۱۰-۸) و شکل‌های (۱۳-۱۱) توزیع دما را به ترتیب در دامنه‌های ۰/۷۵ D و 1D نشان می‌دهند. در این فیزیک‌ها نیز اهمیت ارتعاش در مود اول نسبت به مودهای دوم و سوم نمایان است.



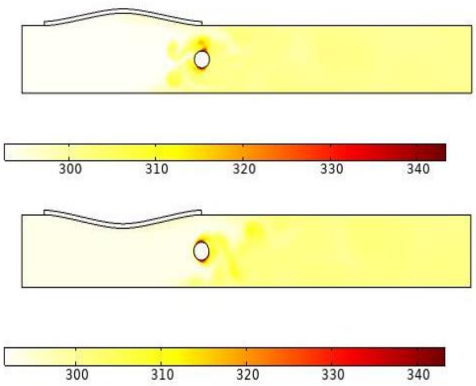
شکل ۵ توزیع دما کانال الاستیک مود اول در A_1=0.5D f_2=1Hz و Re=100



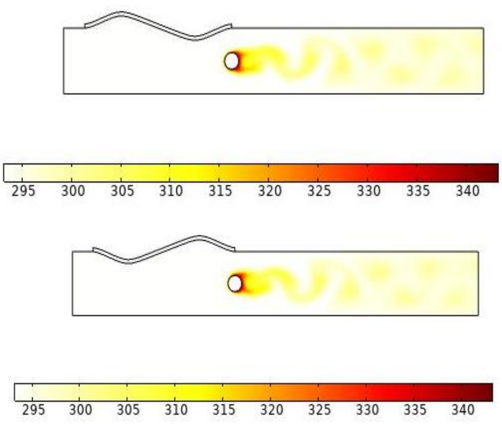
شکل ٦ توزیع دما کانال الاستیک مود دوم در A_1=0.5D f_2=1Hz و Re=100



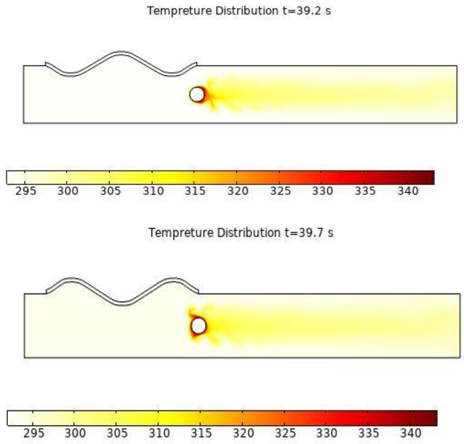
شکل ۷ توزیع دما کانال الاستیک مود سوم در A_1=0.5D f_2=1Hz و Re=100



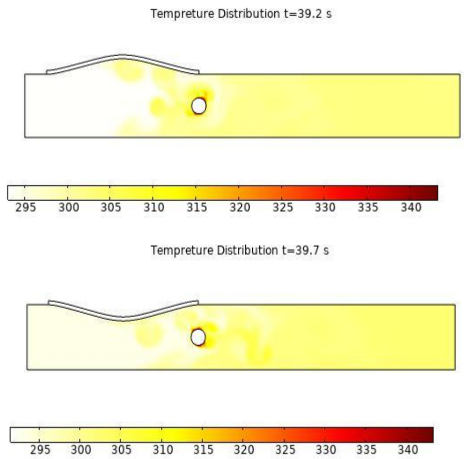
شکل ۸ توزیع دما کانال الاستیک مود اول در A_2=0.75D f_2=1Hz و Re=100



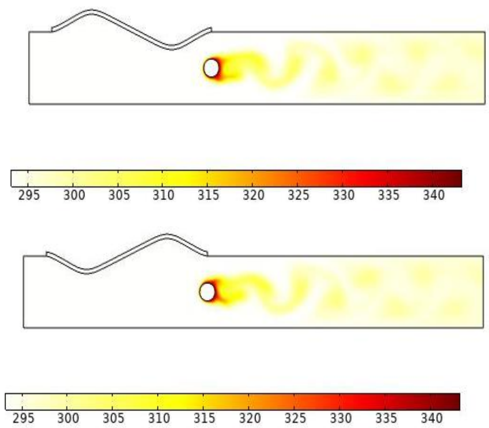
شکل ۹ توزیع دما کانال الاستیک مود دوم در A_2=0.75D f_2=1Hz و Re=100



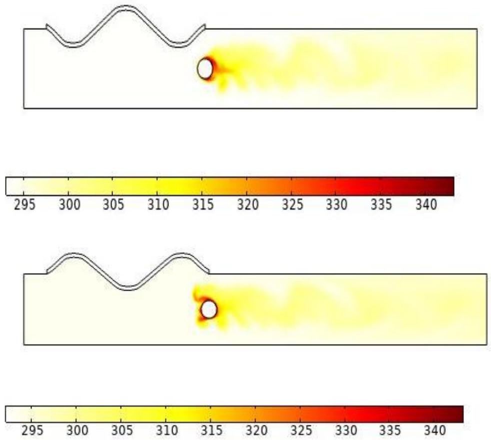
شکل ۱۰ توزیع دما کانال الاستیک مود سوم در $\boldsymbol{A_2}$=0.75D $\boldsymbol{f_2}$=1Hz و Re=100



شکل ۱۱ توزیع دما کانال الاستیک مود اول در $\boldsymbol{A_3}$=1D $\boldsymbol{f_2}$=1Hz و Re=100

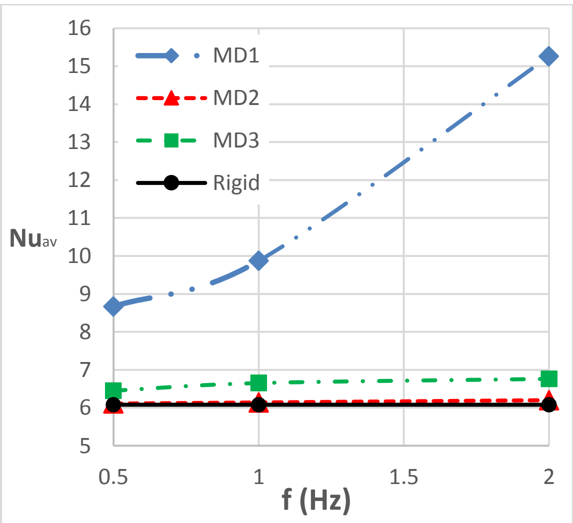


شکل ۱۲ توزیع دما کانال الاستیک مود دوم در $\boldsymbol{A_3}$=1D $\boldsymbol{f_2}$=1Hz و Re=100

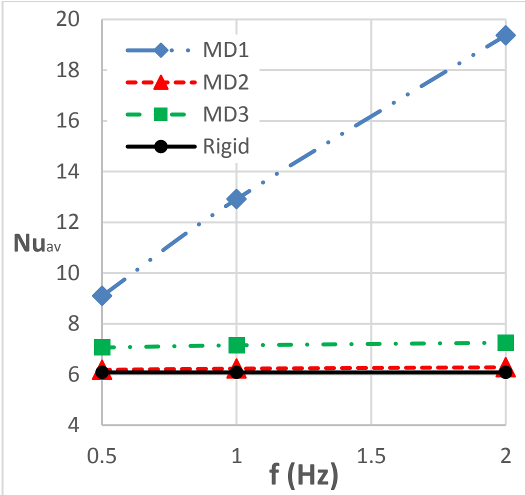


شکل ۱۳ توزیع دما کانال الاستیک مود سوم در $\boldsymbol{A_3}$=1D $\boldsymbol{f_2}$=1Hz و Re=100

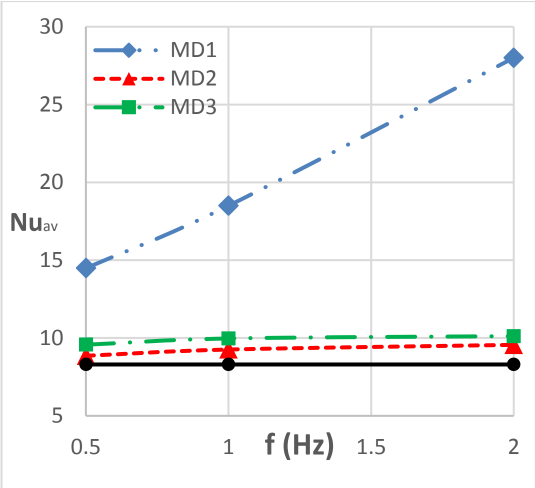
در انتها برای جمع‌بندی نتایج، نمودار عدد نوسلت، دمای متوسط خروجی و ضریب پسای استوانه را در هر سرعت و هر مود برحسب فرکانس نشان داده و با نتایج کانال صلب مقایسه شده است. با مشاهده نمودارهای عدد نوسلت مشاهده می‌شود با افزایش فرکانس در همه مودها انتقال گرما افزایش می‌یابد. با توجه به شکل‌های (۱٤-۱۹) مشاهده می شود که مطابق انتظار عدد نوسلت متوسط در مود سوم و مخصوصاً مود دوم کمترین افزایش را داشته است و ارتعاش نوسانگر در مود اول افزایش قابل توجهی در خصوص عدد نوسلت متوسط را به همراه دارد.



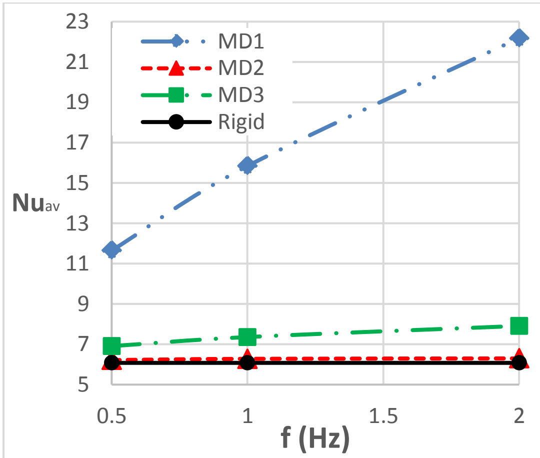
شکل ۱٤ عدد نوسلت متوسط کانال الاستیک در $\boldsymbol{A_1}$=0.5D و Re=100



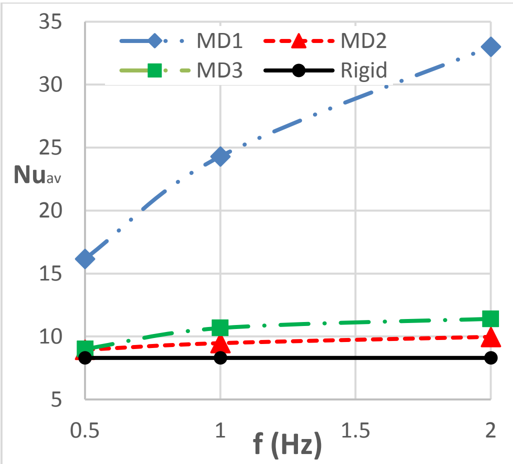
شکل ۱۵ عدد نوسلت متوسط کانال الاستیک در $DA_2=0.75$ و Re=100



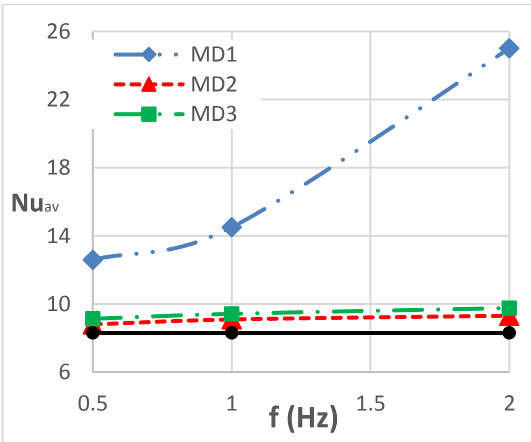
شکل ۱۸ عدد نوسلت متوسط کانال الاستیک در $DA_2=0.75$ و Re=200



شکل ۱٦ عدد نوسلت متوسط کانال الاستیک در $DA_3=1$ و Re=100

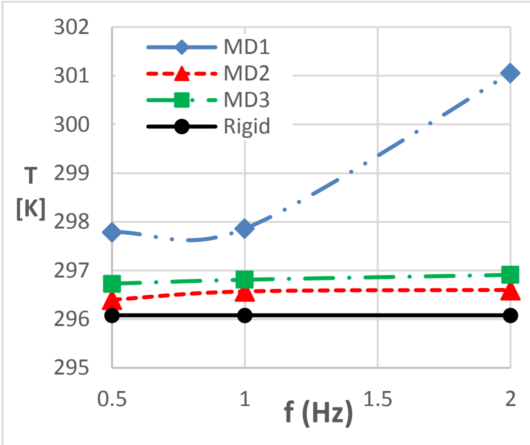


شکل ۱۹ عدد نوسلت متوسط کانال الاستیک در $DA_3=1$ و Re=200

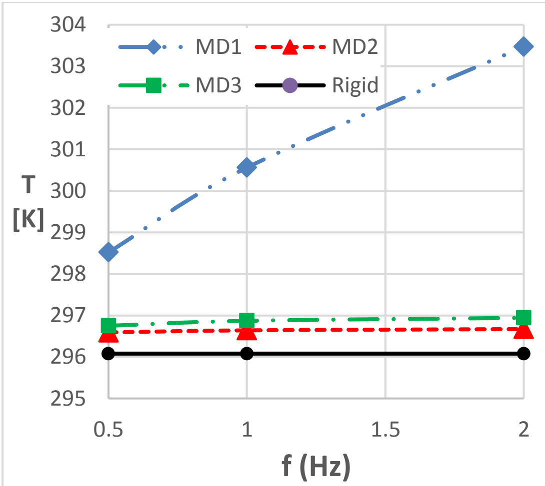


شکل ۱۷ عدد نوسلت متوسط کانال الاستیک در $DA_1=0.5$ و Re=200

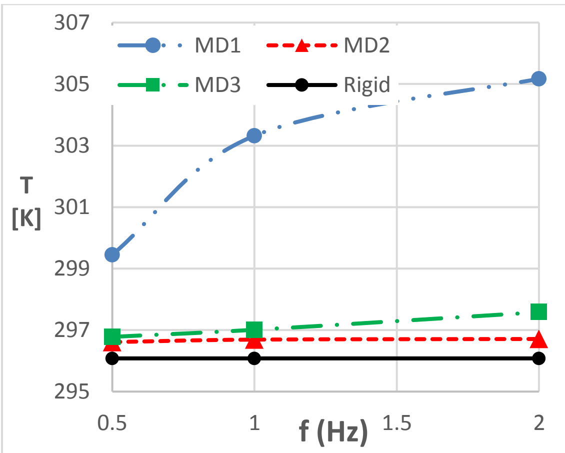
در ادامه نمودارهای متوسط دمای خروجی در شکل‌های (۲۰–۲۵) نشان داده شده است. مطابق نتایج ارتعاش نوسانگردر مود اول تأثیر بسیار زیادی بر افزایش عدد نوسلت دارد. از افزایش عدد نوسلت متوسط در مود های دوم و سوم نسبت به کانال صلب کم‌تر می‌باشد. از طرفی نتایج نشان می‌دهد با افزایش دامنه و فرکانس موجب افزایش عدد نوسلت متوسط و دمای خروجی متوسط می‌شود. در حقیقت با افزایش دامنه سیال بیشتری تحت اثر نوسانگر قرار می‌گیرد و با توجه به تغییرات بیشتر سطح مقطع کانال، سرعت جریان افزایش داشته و موجب افزایش عدد نوسلت متوسط و دمای خروجی متوسط می‌شود. از طرف دیگر با افزایش فرکانس، جدار الاستیک سریعتر ارتعاش کرده و سیال بیشتر تحت تأثیر نوسانگر قرار گرفته و عدد نوسلت متوسط و دمای خروجی متوسط بیشتر افزایش می‌یابد.



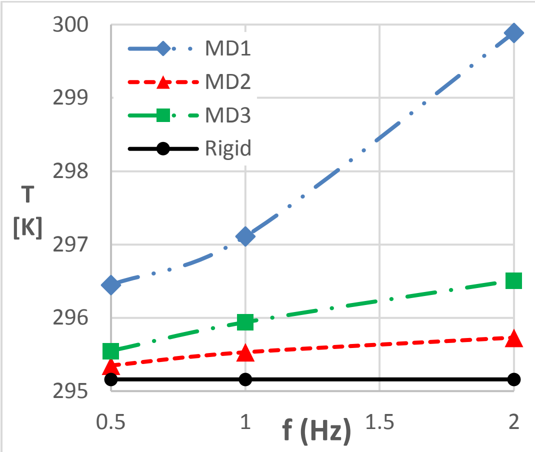
شکل ۲۰ دمای متوسط خروجی کانال الاستیک در $=0.5\mathrm{D}\boldsymbol{A}_1$ و Re=100



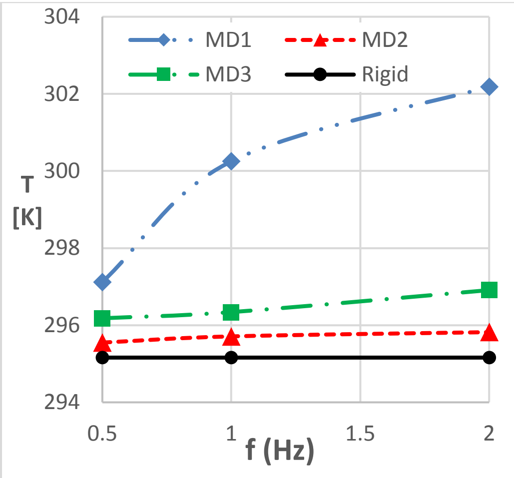
شکل ۲۱ دمای متوسط خروجی کانال الاستیک در $=0.75\mathrm{D}\boldsymbol{A}_2$ و Re=100



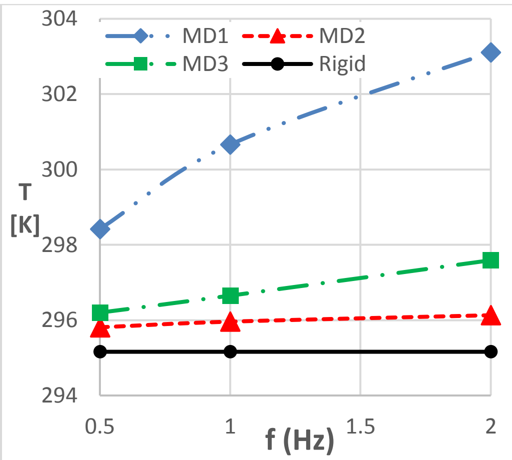
شکل ۲۲ دمای متوسط خروجی کانال الاستیک در $=1\mathrm{D}\boldsymbol{A}_3$ و Re=100



شکل ۲۳ دمای متوسط خروجی کانال الاستیک در $=0.5\mathrm{D}\boldsymbol{A}_1$ و Re=200

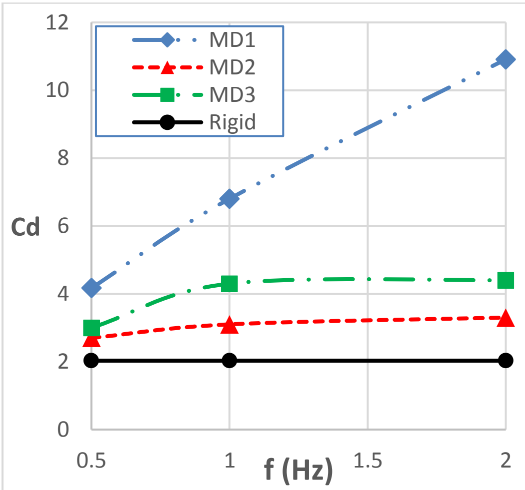


شکل ۲٤ دمای متوسط خروجی کانال الاستیک در $=0.75\mathrm{D}\boldsymbol{A}_2$ و Re=200

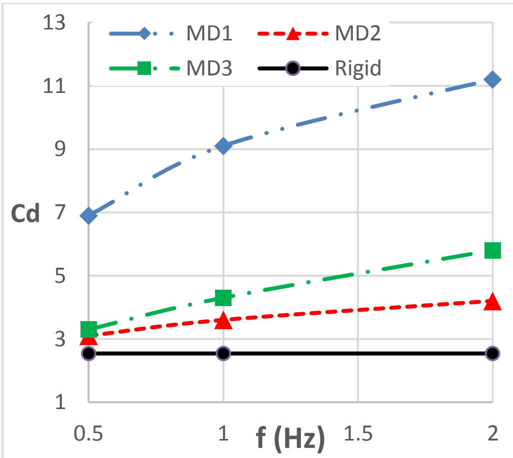


شکل ۲۵ دمای متوسط خروجی کانال الاستیک در $=1\mathrm{D}\boldsymbol{A}_3$ و Re=200

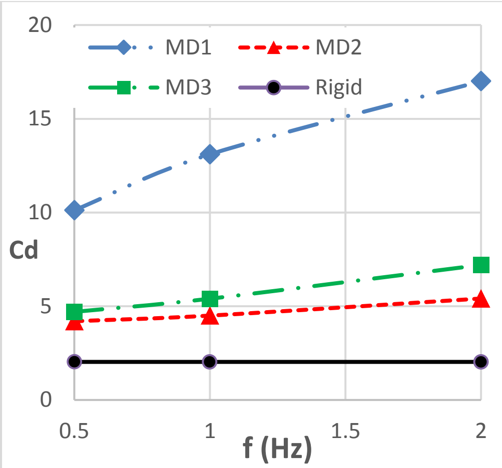
در انتها در شکل‌های (۲٦–۳۱) ضریب پسای استوانه در مود های مختلف بررسی شده است که نتایج مشابه پارامترهای قبلی تأثیر زیاد ارتعاش در مود اول نسبت به مودهای دوم و سوم را نشان می‌دهد. از طرفی ضریب پسای استوانه با افزایش دامنه نوسانی که منجر به تغییرات شدید فشار در طول کانال می‌باشد، افزایش می‌یابد. از طرفی در دامنه نوسانی کم ضریب پسا به ضریب پسای استوانه محصور در کانال صلب نزدیک می‌باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که ضریب پسای استوانه با افزایش فرکانس افزایش می‌یابد.



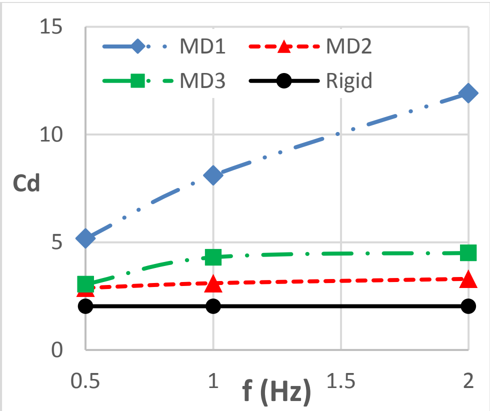
شکل ۲٦ ضریب پسای استوانه محصور درکانال الاستیک
در A_1=0.5D و Re=100



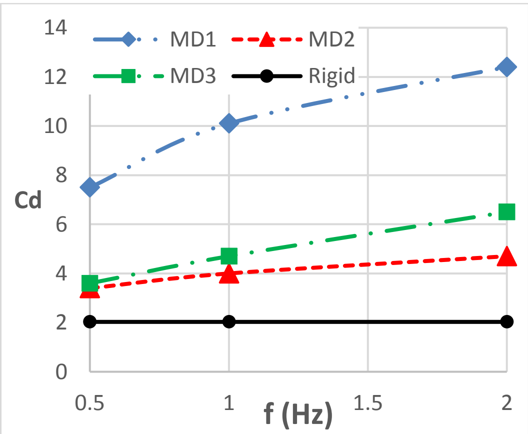
شکل ۲۷ ضریب پسای استوانه محصور درکانال الاستیک
در A_2=0.75D و Re=100



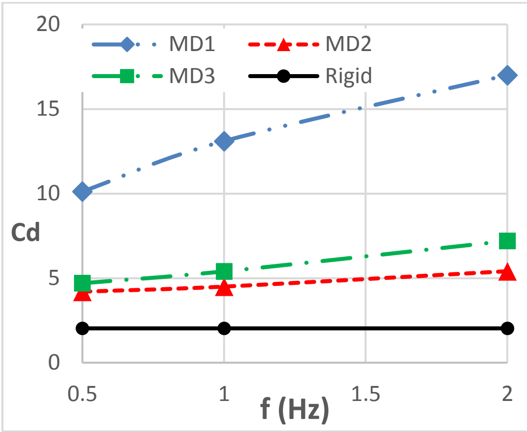
شکل ۲۸ ضریب پسای استوانه محصور درکانال الاستیک در A_3=1D و
Re=100



شکل ۲۹ ضریب پسای استوانه محصور درکانال الاستیک
در A_1=0.5D و Re=200



شکل ۳۰ ضریب پسای استوانه محصور درکانال الاستیک
در A_2=0.75D و Re=200



شکل ۳۱ ضریب پسای استوانه محصور درکانال الاستیک در A_3=1D و Re=200

همانطور که در نمودارها و توزیع دما مشاهده می‌شود با افزایش فرکانس قدرت گردابه ها افزایش می‌یابد. در حقیقت با افزایش فرکانس سرعت اختلاط افزایش یافته و سیال بیشتر تحت تاثیر نوسانگر قرار می‌گیرد که در بهترین حالت ارتعاشی که مود اول می‌باشد این تاثیر گذاری اثر بخشی بیشتری دارد.

همچنین با مشاهده نتایج مشاهده می‌شود که عدد نوسلت در بهترین حالت که ارتعاش در مود اول می‌باشد ۳۵۰٪ افزایش می‌یابد که این میزان موجب افزایش تا ۱۰ درجه ای دمای سیال خروجی می‌باشد. از طرف دیگر ضریب پسا استوانه نیز در این حالت ۵۰۰٪ افزایش یافته است که در مجموع با توجه به میزان بهبود انتقال حرارت قابل قبول است.

نتیجه گیری

در این پژوهش برهم‌کنش سیال - جامد با روش المان محدود گالرکین و با استفاده از معادلات دلخواه اویلری- لاگرانژی در یک کانال دوبعدی افقی با سیال عامل هوا بررسی‌شده است. یک استوانه در مرکز کانال عایق در دمای ثابت قرارگرفته است. قسمتی از سطح بالایی کانال با سطح الاستیک جایگزین شده است. دامنه، فرکانس و مود ارتعاشی سطح الاستیک در رینولدزهای مختلف موردبررسی قرارگرفته است. ارتعاش جدار الاستیک موجب تغییر در رفتار جریان می‌شود که نتایج به‌دست‌آمده از حل عددی در زیر آورده شده است.

۱. نوسان سطح الاستیک موجب می‌شود خطوط جریان برخلاف کانال صلب پایدار نبوده و هرلحظه تغییر کرده و گردابه‌هایی با قدرت‌های مختلف در طول کانال به وجود آید.

۲. با افزایش دامنه و افزایش سطح مقطع عبوری، سیال پایین‌دست به دلیلی افزایش یافتن حجم داخل کانال و کاهش فشار در نزدیکی جدار الاستیک به سمت بالادست حرکت کرده و موجب ایجاد جریان بازگشتی در داخل کانال می‌شود. از طرف دیگر با حرکت دامنه در جهت کاهش سطح مقطع با توجه به ثابت بودن دبی ورودی به کانال، سرعت جریان افزایش‌یافته و با عبور از سطح استوانهٔ گرم علاوه بر دریافت مجدد گرما، موجب به وجود آمدن گردابه‌های جدید در کانال می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد با افزایش بیشینه دامنه و فرکانس عدد نوسلت و متوسط دمای خروجی افزایش می‌یابد.

۳. ایجاد جریان‌های برگشتی نا شی از نو سان سطح الا ستیک موجب تداخل بیشتر جریان شده و علاوه بر یکنواخت شدن توزیع د ما در دا خل کا نال مو جب افزایش آ هنگ گر مای منتقل شده از سطح به جریان می شود. این مقدار با افزایش بیشینه دامنه و فرکانس نیز به‌طور پیوسته افزایش می‌یابد.

٤. با توجه به وجود مؤلفه عرضی سرعت جریان ناشی از ارتعاش جدار الاستیک و مورب بودن خطوط جریان، می‌توان رسوب‌زدایی از سطوح را نیز از مزیت‌های جایگزینی سطح الاستیک در کانال صلب نام برد.

تقدیر و تشکر

بدینوسیله نویسندگان برخود لازم میدانند از مدیریت و تیم فنی کارخانجات سیمان صوفیان بابت همکاری در زمینه آنالیز ارتعاشات تقدیر و تشکر کنند.

واژه نامه

برهمکنش شاره- جامد	Fluid Solid Interaction
دامنه ارتعاشی	Vibration Amplitude
فرکانس ارتعاشی	Vibration Frequency
عدد نوسلت	Nusselt Number

فهرست علائم

علائم انگلیسی

D	قطر (m)
d	بردار جابجایی (m)

E	مدول الاستیسیته (N/m^2)
F	نیروی وزن (N)
A	مساحت سطح تصویر شده (m^2)
H	ارتفاع کانال (m)
h	ضریب انتقال گرما جابجایی ($\frac{W}{m^2.K}$)
k	ضریب انتقال گرما رسانش ($\frac{W}{m.K}$)
L	طول کانال (m)
Nu	عدد نوسلت
P	فشار (pa)
Δp	افت فشار (pa)
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
t	زمان (s)
C_d	ضریب درگ استوانه
u	سرعت درجهت x ($\frac{m}{s}$)
v	سرعت درجهت y ($\frac{m}{s}$)
V	بردار سرعت ($\frac{m}{s}$)
q	شار حرارت انتقالی ($\frac{W}{m^2}$)

علائم یونانی

τ	تنش برشی (pa)
α	ضریب نفوذ گرمایی ($\frac{m^2}{s}$)
ρ	چگالی ($\frac{kg}{m^3}$)
μ	ویسکوزیته دینامیکی (pa.s)
σ	تانسور تنش کوشی (pa)
α	ضریب نفوذ گرمایی ($\frac{m^2}{s}$)

زیرنویس‌ها

in	ورودی
out	خارج
f	سیال
s	جامد
x	محلی
av	متوسط
h	هیدرولیکی
c	استوانه
e	الاستیک
t	کل

مراجع

1. Shankar V., "Stability of fluid flow through deformable tubes and channels", *An overview*, *Sadhana*, Vol.40, No.3, Pp.925-943, (2015).
2. Aydın,O. and Avcı, M.," Analysis of laminar heat transfer in micro-Poiseuille flow", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.46, Vol. 1, Pp.30-47, (2017).
3. Khan,W., Culham, J. and Yovanovich M.," Fluid flow and heat transfer from a cylinder between parallel planes", *Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 18, No.3, Pp.395-403, (2004;).
4. HAIDER,MJ., Danish,SN., Khan,W., Mehdi,SU.and Abbasi,BA.," Heat transfer and fluid flow over circular cyclinders in cross flow", *NUST Journal of Engineering Sciences*, Vol.3, No. 1, Pp.67-77, (2004;).
5. Tiwari,S., Chakraborty,D., Biswas,G. and Panigrahi,P.," Numerical prediction of flow and heat transfer in a channel in the presence of a built-in circular tube with and without an integral wake splitter", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.48, No. 2, Pp.439-53, (2005).
6. Chen,G., Liang, X-F., Li, X-B., Zhou, D. and Lien, F-s.," Numerical investigation of vortex induced vibration effects on the heat transfer for various aspect ratios ellipse cylinder", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.170, Pp.107-138, (2021).
7. Kumar,V., Garg, H., Sharma, G. and Bhardwaj, R.," Harnessing flow-induced vibration of a D-section cylinder for

convective heat transfer augmentation in laminar channel flow", *Physics of Fluids*, Vol.32, No. 8, Pp.083-103, (2020).

8. Fu, W-S. and Tong, B-H., " Numerical investigation of heat transfer from a heated oscillating cylinder in a cross flow", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.45, No. 14, Pp.33-43, (2002).
9. Cheraghi, M., Raisee, M.and Moghaddami, M.," Effect of cylinder proximity to the wall on channel flow heat transfer enhancement", *Comptes Rendus Mécanique*, Vol.342, No. 2, Pp63-72, (2014).
10. Şahin, Ç. and Atalık, K., " Effects of polymer/surfactant additives on forced convective heat transfer in vortex shedding flow past a circular cylinder", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 145, Pp.106-131, (2019).
11. Ghalambaz, M., Jamesahar, E., Ismael, MA. and Chamkha, AJ., "Fluid-structure interaction study of natural convection heat transfer over a flexible oscillating fin in a square cavity", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.111, Pp256-273, (2017).
12. Ali, S., Habchi, C., Menanteau, S., Lemenand, T. and Harion, J-L., " Heat transfer and mixing enhancement by free elastic flaps oscillation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.85, Pp.250-264, (2015).
13. Selimefendigil, F. and Öztop, HF., " Mixed convection in a partially heated triangular cavity filled with nanofluid having a partially flexible wall and internal heat generation", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol.70, Pp.168-78, (2017).
14. Selimefendigil, F. and Öztop, HF., " Forced convection in a branching channel with partly elastic walls and inner L-shaped conductive obstacle under the influence of magnetic field", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.144, Pp.118-138, (2019).
15. Alsabery, A., Sheremet, M., Ghalambaz, M., Chamkha, A. and Hashim, I., " Fluid-structure interaction in natural convection heat transfer in an oblique cavity with a flexible oscillating fin and partial heating", *Applied Thermal Engineering*, Vol.145, Pp.80-97, (2018).
16. Sabbar, WA., Ismael, MA. and Almudhaffar, M., " Fluid-structure interaction of mixed convection in a cavity-channel assembly of flexible wall", *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.149, Pp.73-83, (2018).
17. Zadeh, SMH., Mehryan, S., Izadpanahi, E. and Ghalambaz, M.," Impacts of the flexibility of a thin heater plate on the natural convection heat transfer", *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.145, Pp.106-111, (2019).
18. Ismael MA., " Forced convection in partially compliant channel with two alternated baffles*", International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.142, Pp.118-145, (2019).
19. Razavi, S. E, Danandeh Oskuei, H., “Investigating the Fluid-Solid Interaction in Incompressible Flow and The Effect of Oscillation Amplitude on Heat Transfer”, *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 53, No.9, Pp.1-24, (2021). (In Persian)
20. White, FM. and Majdalani, J., " Viscous fluid flow", McGraw-Hill New York, (2006).
21. Bergman, TL., Lavine, AS., Incropera, FP. and DeWitt, DP., " Introduction to heat transfer, John Wiley & Sons (2011).